



**(19) 대한민국특허청(KR)**  
**(12) 등록특허공보(B1)**

(45) 공고일자 2016년07월29일  
 (11) 등록번호 10-1642172  
 (24) 등록일자 2016년07월18일

- |  |  |
|--|--|
| (51) 국제특허분류(Int. Cl.)<br><i>F02B 33/20</i> (2006.01) <i>F02B 25/20</i> (2006.01)<br><i>F02B 33/30</i> (2006.01) <i>F02B 33/44</i> (2006.01)<br>(21) 출원번호 10-2012-7024300<br>(22) 출원일자(국제) 2010년02월17일<br>심사청구일자 2015년01월22일<br>(85) 번역문제출일자 2012년09월17일<br>(65) 공개번호 10-2012-0129979<br>(43) 공개일자 2012년11월28일<br>(86) 국제출원번호 PCT/IT2010/000057<br>(87) 국제공개번호 WO 2011/101878<br>국제공개일자 2011년08월25일<br>(56) 선행기술조사문헌<br>JP04284131 X2*<br>JP09144545 A*<br>JP2001082157 A*<br>KR100148429 B1*<br>*는 심사관에 의하여 인용된 문헌 | (73) 특허권자<br>프리마비스 에스.알.엘.<br>이탈리아, 아이-토리노 비아 에또레 데 소나즈 19<br>(72) 발명자<br>발디니 피에로<br>이탈리아, 폰테데라 7, 비아 프란체스코 바라카<br>(74) 대리인<br>성낙훈 |
|--|--|

전체 청구항 수 : 총 11 항

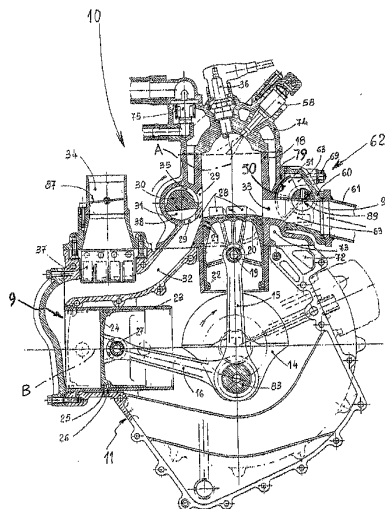
심사관 : 장기정

(54) 발명의 명칭 낮은 소비량 및 낮은 배출량을 갖는 2-행정 엔진

**(57) 요약**

본 발명의 2-행정 엔진(10)은 엔진 실린더(18), 엔진 실린더(18) 내부에서 슬라이딩하는 피스톤(20), 공기 펌프(9), 이 공기 펌프(9)에 연결되어, 하사점 위치에서 피스톤(20)의 바로 상방에서 실린더 안으로 열려 있는 복수의 소기 관(28)을 통해 엔진 실린더(18)와 연통하는 주 관(32), 하사점 위치에서 피스톤(20)의 바로 상방에서 역시 실린더(18) 안으로 열려 있는 배기 관, 주 관(32)으로부터 분기되어 있고 소기 관(28)과 배기 관(33) 보다 더 높은 레벨에서 실린더(18) 안으로 열려 있는 보조 관(29), 및 이 보조 관(29)을 선택적으로 개폐할 수 있고 또한 엔진 시동 단계 중에 실린더(18)를 과급 및 감압하도록 되어 있는 밸브(30)를 포함한다.

**대표도** - 도1



**명세서**

**청구범위**

**청구항 1**

적어도 하나의 엔진 실린더(18)를 형성하는 크랭크케이스(11); 이 엔진 실린더(18) 안으로 연료를 직접 분사하는 분사기(58); 엔진 실린더(18) 내부에서 상사점과 하사점 사이에서 움직일 수 있는 엔진 피스톤(20); 적어도 두개의 베어링(2, 3)으로 상기 크랭크케이스(11)에 지지되며 적어도 하나의 크랭크핀(83)을 포함하는 크랭크샤프트(14); 상기 엔진 피스톤(20)과 크랭크샤프트(14)의 크랭크 핀(83)에 힌지되어 있는 적어도 제 1 로드(15); 공기 펌프(9)로서, 엔진(10)에 수용되는 펌프 실린더(24), 이 펌프 실린더(24) 안에서 슬라이딩하는 펌프 피스톤(23) 및 크랭크샤프트(14)의 동일한 크랭크핀(83)에 힌지되는 제 2 연결 로드(16)를 포함하는 공기 펌프(9); 이 공기 펌프(9)에 연결되어, 하사점 위치에서 피스톤(20)의 바로 상방에 있는 각 소기 포트를 통해 상기 실린더 안으로 열려 있는 복수의 소기 관(28)을 통해 엔진 실린더(18)와 연통하는 주 관(32); 및 하사점 위치에서 피스톤(20)의 바로 상방에 있는 배기 포트를 통해 상기 실린더(18) 안으로 열려 있는 배기 관(33)을 포함하는 2-행정 엔진에 있어서,

압축 공기원에 연결되어 있고 상기 소기 관(28)과 배기 관(33) 보다 더 높은 레벨에서 상기 실린더(18) 안으로 열려 있는 적어도 하나의 보조 관(29)으로서, 주 관(32)으로부터 분기되어 있는 적어도 하나의 보조 관(29), 및 엔진 시동 시 저항 토크를 줄이기 위해 작동 중에 과급하고 또한 압축하기 위해 보조 관(29)을 선택적으로 개폐하게 되는 밸브(30)로서, 상기 밸브(30)은 보조 관(29)과 교차하는 원통형 시트(seat; 38)와 밀봉 결합되어 있는 회전 밸브이고 또한 주 관(33)과 선택적으로 정렬될 수 있는 적어도 하나의 접선 방향 홈(31)을 갖고, 상기 밸브(30)는 배기 포트가 열리기 전에 배기 가스가 실린더(18)로부터 보조 관(28)을 통해 재순환할 수 있게 해주는 채널(35)을 포함하는 상기 밸브(30), 및

상기 밸브(30)와 관련되어 있고 부분 부하 조건하에서는 과급을 배제하기 위해 밸브(30)를 주어진 각도 만큼 돌리도록 되어 있는 위상 변환기(76)를 포함하는 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 2**

제 1 항에 있어서, 상기 펌프(9)는 상기 압축 공기원인 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 3**

삭제

**청구항 4**

삭제

**청구항 5**

삭제

**청구항 6**

제 1 항에 있어서, 부분 부하 조건하에서 배기 관(33)을 감소시키게 되는 스로틀 밸브(51)를 더 포함하고, 이 스로틀 밸브(51)는 엔진 냉각 회로와 연통하는 냉각실(63)과 접촉하는 매니폴드(60)에 수용되는 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 7**

제 1 항에 있어서, 단일 실린더 엔진(10)인 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 8**

삭제

**청구항 9**

제 1 항에 있어서, 상기 엔진 실린더(18) 및 펌프 실린더(24)는 실질적으로 서로 90° 떨어져 배치되는 각각의 축선(A, B)을 갖는 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 10**

제 7 항에 있어서, 상기 크랭크케이스(11) 안에 수용되는 스테이터(81) 및 크랭크샤프트(14)에 연결되는 로터(88)를 갖는 통합형 전기 기계를 더 포함하는 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 11**

제 1 항에 있어서, 상기 엔진은 다중 실린더 엔진(100)인 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 12**

제 11 항에 있어서, 실린더 안으로 공기를 공급하는 적어도 하나의 연속 공급 펌프를 더 포함하는 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 13**

제 12 항에 있어서, 각 실린더(18)의 전달 포트(28)에 연결되는 챔버(82) 및 이 챔버를 펌프에 연결하는 주 관(66)을 더 포함하는 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 14**

제 13 항에 있어서, 상기 주 관(66) 내의 공기보다 높은 압력에서 공기를 각 실린더(18)의 보조 관(29)에 공급하기 위한 수단을 더 포함하는 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 15**

제 1 항에 있어서, 상기 베어링(2, 3)과 크랭크핀(83)을 강제 윤활하기 위한 오일 펌프(17)를 더 포함하는 것을 특징으로 하는 2-행정 엔진.

**청구항 16**

삭제

**발명의 설명**

**기술 분야**

[0001] 본 발명은 특히 자동차 용도의 2-행정 엔진에 관한 것이다.

**배경 기술**

[0002] 이미 알려진 바와 같이, 2-행정 엔진의 사용은 주로 오토 사이클용으로 제한되어 있으며, 이것은 무엇보다도 감소된 수의 부품들 및 그로 인한 단순한 구조 때문이다.

[0003] 4-행정과 비교하여, 2-행정 엔진의 다른 긍정적인 측면은 구동축의 각각의 회전에 대해 동력 행정(power stroke)의 이용가능성 때문에 동일한 변위 및 더욱 규칙적인 토크(torque)로 생산되는 상승된 동력이다.

[0004] 그러나 자동차 분야에서, 부정적인 측면이 이들 장점보다 더 만연되어 있다: 4-행정에 비하여 더 높은 소비량, 오염물의 방출 및 더욱 빈번한 유지 보수의 필요성.

[0005] 소비량(consumtion) 및 배출량(emssion)은 특히 점증적으로 더 엄격한 규제 및 공중으로부터 더 많은 관심의 대상이다.

[0006] 모든 제조업자들은 특히 두 가지 프론트(fronts)에 대한 4-행정 엔진의 성능을 개량하고 있으며, 즉 한편으로는 연소 챔버에서 연료를 최대로 활용하려고 하고 있고 (그리하여 최대 효율, 직접 분사 및 과급을 갖는 소형 엔진), 다른 한편으로는 마찰을 줄이고 서지 손실(surge loss)를 줄임으로써, 단계(phase) 및 밸브 리프트

(valve lift)를 변화하는 효과적이지만 고가인 장치를 사용함으로써, 기계적 효율을 개선하려고 하고 있다. 통상의 4-행정 엔진에서는 최대 동력 하에 기계적 손실이 엔진의 최대 동력의 대략 20%에 도달하는 것이 추천할 만한 가치가 있다.

[0007] 도시 교통을 위해 고안되고, 저속 내지 중속에서 주로 사용되고, 또한 최대 MEP의 20-30% 부근의 MEP값을 갖는 엔진에서, 마찰 및 서지 손실(surge loss)는 소모에 심각하게 영향을 미치고 있다.

[0008] MEP의 30%에서 2-행정은 마찰의 절반 및 4-행정 엔진의 3분의 1의 서지손실을 가지며, MEP의 100%에서 2-행정에 대한 마찰 손실은 대략 20% 이하로 남을 것이다.

[0009] 도시 교통에서 소형엔진을 갖는 자동차의 대표적인 조작 범위를 분석할 때, 직접 가솔린 주입에 의해 연료 공급을 받는 2-행정 엔진에 대해 표시된 구체적 소모는 동일한 성능을 갖는 4-행정보다 약 30% 더 낮다.

현 시점에서, 신개념의 2-행정 엔진이 가벼운 운송 분야에서 및 특히 압도적으로 도시환경에서 4-행정에 대한 합리적인 대안인지 여부에 대한 문제를 부여하는 것이 논리적으로 보인다.

**발명의 내용**

**해결하려는 과제**

[0010] 본 발명의 목적은 전통적인 2-행정 엔진과 관련된 단점들을 제거하지만, 자동차 분야에서 효과적으로 사용될 수 있도록 긍정적인 측면을 개발하는 개량형 2-행정 엔진을 제공하는 것이다.

본 발명의 또 다른 목적은 전기 구동 또는 하이브리드 적용에 특히 적합한 2-행정 엔진을 제공하는 것이다.

**과제의 해결 수단**

[0011] 삭제

[0012] 삭제

[0013] 상술한 목적들은 특허청구범위 제1항에 따른 2-행정 엔진에 의해 달성된다.

**도면의 간단한 설명**

[0014] 본 발명을 더 잘 이해하기 위하여, 두 개의 바람직한 실시양태에 대한 설명이 비제한적인 실시예로서 및 첨부된 도면을 참조하여 제공된다.

도 1은 크랭크샤프트(crankshaft)의 축선에 수직인 표면을 기초로 하며, 실린더 축선(cylinder axis)을 포함하는, 본 발명에 따라 제조된 2-행정 단일 실린더 엔진의 단면이다.

도 2 내지 8은 사이클 전반을 통하여 구동축에 대해 상이한 각도에서 주요 엔진 부품의 위치를 예시하는 개략적 및 부분 면이다.

도 9는 크랭크샤프트 및 실린더 축을 포함하는 표면을 따라 도 1의 엔진의 단면이다.

도 10은 실린더 축에 수직인 표면을 기초로 하는 엔진의 단면이다.

도 11은 본 발명의 한 실시양태에 따른 도 1에서 엔진을 위한 변화 가변 캠샤프트 타이밍(variable camshaft timing)의 단면이다.

도 12는 본 발명의 상이한 실시양태에 따른 3-실린더 엔진의 단면이다.

도 4A는 또 하나의 실시양태에 따라 도 4의 엔진에 상응하는 위치에서 도 12의 엔진의 주요 부품의 개략도이다.

**발명을 실시하기 위한 구체적인 내용**

[0015] 도 1, 9 및 10은 비배타적으로 특히 전기 또는 하이브리드 자동차에 적용되는 전체적으로 번호 "10"으로 표시되는 신개념 단일 실린더 엔진을 도시한다.

- [0016] 엔진(10)은 크랭크케이스(11)상에 두 개의 베어링(2, 3)에 의해 지지되는 크랭크샤프트(14) 및 두 개의 세미-크랭크케이스(semi-crankcase)(12, 13)로 구성된 크랭크케이스(11)를 포함한다. 상기 크랭크케이스(11)는 한 측면에 축선(A)를 갖는 모터 실린더(18)를 한정하며, 이는 피스톤의 하부에서 수용되는, 트랙 세그먼트(track segment)(21) 및 오일 컨트롤 링(22)으로 완비된 슬라이딩 엔진 피스톤(20)을 포함한다. 상기 피스톤(20)은 핀(19)에 의하여 커넥팅 로드(15)에 힌지(hinge) 된다.
- [0017] 크랭크케이스(11)의 또 다른 측면에서는 축선(A)에 수직인 축선(B)를 갖는 펌프 실린더(23)를 나타내는 에어 펌프(9)가 있으며, 이는 트랙 세그먼트(25) 및 오일 컨트롤 링(26)으로 완비된 슬라이딩 펌프 피스톤(24)을 포함한다. 상기 펌프(24)는 핀(27)에 의하여 커넥팅 로드(16)에 힌지된다.
- [0018] 크랭크샤프트(14)는 크랭크핀(83)을 가지며 여기에 볼 베어링(4, 5)을 거쳐 커넥팅 로드(15, 16)가 힌지된다. 경제적 이유 때문에, 크랭크샤프트(14)는 바람직하게는 세 개의 피스, 즉 두 개의 하프 샤프트(14a, 14b) 및 이들을 연결하는 크랭크핀(83)으로 만든다 (도 9).
- [0019] 엔진 실린더(18)의 축에 수직인 축으로 위치한 에어 펌프(9)는 제1 오더(first order)의 힘을 균형화하는 이점을 갖는다: 동일 회전형 부품은 크랭크샤프트(14)의 카운터 웨이트와 균형화할 수 있는 반면 반대 회전형 부품은 엔진의 것과 반대편이며 그것을 효력을 없게 한다.
- [0020] 크랭크샤프트(14) 및 볼 베어링(4, 5)의 주요 베어링(2, 3)은 크랭크샤프트(14) 위에 위치한 펌프(17)에 의하여 가압 오일로 윤활된다. 이러한 선택은 저소음 수준을 달성하는 것을 목적으로 한다.
- [0021] 펌프 실린더(23) 및 엔진 실린더(18)는 슬레이트(37)와 일반 밸브의 그룹을 통하여 흡입 메니폴드(34)와 상호 결합하는 주 관(32)에 의해 연결된다. 주 관(32)은 하사점에서 피스톤(20) 바로 위에 위치한 각각의 포트 내로 개방하는 다수개의 전달 포트(28)를 통하여 엔진 실린더(18)의 내측과 상호 결합한다. 실질적으로 정방향 단면을 갖는 전달 포트(28)는 상방으로 기울어져, 실린더(18)를 향하여 주 관(32)으로부터 진행하며, 관(32)에 전혀 반대편인 영역을 제외하고 후자 주변에 분포하며(도 10), 이는 배기 관(32)을 위한 출구 포트를 포함한다. 또한 실질적으로 정방향 단면을 갖는 배기 관(33)의 포트는 하부 멈춤 센터에 위치한 피스톤 바로 상부에 고정된다.
- [0022] 주 관(32)은 전달 포트(28)로부터 상류로 갈라지는 보조 관(29)에 의해 실린더(18)에 연결되며, 상방향으로 경사지며 또한 수송 관(28) 및 배기 관(33)보다 더 높은 수준에서 실린더(18) 내로 유동한다. 보조 관(29)은 과급(supercharging) 및 감압을 위해 작용한다.
- [0023] 보조 관(29)은 실린더 벽(38)에서 이동 가능하게 설치된 실린더 시트(38)에 의해 교차되며, 이는 크랭크샤프트(14)와 동일한 속도로 그러나 반대 방향으로 회전하는 회전 밸브(30)를 수용하며, 두 개의 볼 베어링(ball bearing)에 의해 지지된다. 회전 밸브(30)는 원통형이며, 관(29)과 근접되게 시트(38)에 밀봉 가능하게 결합되지만 이들과 함께 배열되는 경우 과급 관(29)을 개방하도록 구성된 링 홈(ring groove)(31)을 갖는다.
- [0024] 회전 밸브(30)의 굴곡 형상은 관(29)과 마주보는 영역 외측에 상기 밸브 상에서 만들어진 적절한 릴리프(relief)(77)에 의해 충분히 균형화될 수 있는 정적 및 동적 불균형의 원인이 된다.
- [0025] 회전 밸브(30)와 시트(38) 사이의 정밀한 결합에도 불구하고, 결합으로부터 유출을 방지하기 위하여, 두 개의 슬롯(slot)이 밸브(31) 상에 홈의 측면에 만들어져 시트(38)의 표면과 탄성 프리 로딩(preload)을 통하여 정적으로 협력하는 두 개의 피스톤 링(78)을 수용한다.
- [0026] 이미 언급된 바와 같이, 그의 특수한 구조 때문에, 밸브(30)는 엔진에 반대 방향으로 회전해야 한다. 운동 전달(motion transmission)은 오일 펌프(17)가 또한 수용되는 측면에서 크랭크케이스(39) 및 커버(40) 내측에서 도 9에 도시된 바와같이 크랭크케이스(11) 외측에 위치한다. 체인(42)은 크랭크샤프트(14)에 맞추어진(keyed) 피스톤(43)으로부터 아이들 축(idle axis)(41)에 느슨하게 설치된 피스톤(44)까지 운동을 전달한다. 한 쌍의 기어(45 및 46)는 운동을 반전하기 위하여 사용되며, 처음 것은 체인 스프로킷(44)에 일체화되며 또한 다른 것은 회전 밸브(30)의 축에 맞추어진다.
- [0027] 엔진 오일에 의해 완전하게 윤활된 이러한 전달은 회전 밸브(30)의 축에 맞추어지고, 기어(46)에 제공된 편심 시트(59) 상에 설치된 베어링(49)과 상호 결합하는 푸시 로드(push rod)(48)을 통하여 고압 가솔린 펌프(47)를 구동한다.
- [0028] 도 1, 9 및 10은 단지 과급 형태로 엔진(10)을 조작하기 위해 고안된 밸브(30)의 단순화 형태를 도시하며, 따라서 관(29)의 배제는 미리 알지 못한다.

- [0029] 엔진(10)의 이러한 형태는 전기 차량의 배터리를 재충전하기 위한 모터 발전기로서 사용하기에 특히 적합하다 ("레인지-익스텐더(range-extender)"). 이러한 경우에, 전기 기계는 도 9에 도시된 바와 같이 엔진의 한쪽에 배치되며, 로터(rotor)(88)는 크랭크샤프트(14)에 맞추어지고 스테이터(stator)(81)는 엔진의 하프 크랭크케이스(12)의 시트에 삽입된다.
- [0030] 헤드(74)는 점화 플러그(spark plug)(36) 및, 소기 운동(scavenging flow)에 실질적으로 반대 방향으로 직접 주입을 생산하도록 위치된 분사기(injector)(58)를 수용하고 연소 챔버(8)를 한정하는 엔진 실린더(18) 상에 설치된다.
- [0031] 배기 관(33)은 배기 관의 유용한 면을 조절하기 위한 밸브(51)를 수용하는 원통형 보어 (cylindrical bore)(50)와 교차한다. 이 장치는 엔진 동력을 저하시키는 역할을 하며, 따라서 실린더 내에서 연소 가스의 지속성을 촉진하고, 충전(filling)을 안정화하고, 특히 아이들(idle) 상태에서 낮은 충전(low charge) 하에 엔진의 규칙성을 향상시키고, 방출 및 소모에 대한 이점과 함께, 엔진의 주기적 불규칙성을 명확하게 감소시킨다.
- [0032] 밸브(51)는 도 1 및 10에 명확하게 도시된 바와 같이 스크류(69)를 사용하여 실린더(18)에 적용된 배기 매니폴드 그룹(62)에 통합된다. 상기 그룹(62)은 배기 시스템(61)과 간섭할 때까지 배기 관(33)을 연장하고 또한 밸브(51)를 수용하는 내부 캐비티를 갖는 매니폴드(60)를 포함한다.
- [0033] 밸브(51)는 실린더(18)상에서 얻어진 시트(50)와 상호 결합하는 원통형 부분표면(79)을 갖는 형상 부재로 만들어진다. 이 부재는 방열을 촉진하도록 적절하게 형성된 스핀들(90)에 스크류(89)로 블로킹 된다. 스핀들(90)의 원통형 부분의 시작부분에서 밸브(51)의 양측에는, 가스 누출에 대하여 효과적인 장벽을 형성하는, 하우스의 원통형 시트(92) 내 예비 로딩되게 (preloaded) 작용하는 피스톤 링(91)을 위한 시트(seat)가 있다. 스핀들(90)의 끝 부분에는 밀봉부(93) 및 지지 베어링(94, 95)이 있다.
- [0034] 매니폴드(60)는 냉각제용 넓은 챔버(63)를 가지며, 이의 큰 열 전달 표면은 상기 그룹이 과열되는 것을 방지할 수 있다. 스핀들(90)의 한 단부에는 피스톤 센서(64)가 있고, 다른 쪽에는 밸브(51)의 위치를 변화시키기 위한 2-방 전기 모터(65)가 있다.
- [0035] 이 장치는 전기적으로 조절되며, 또한 이러한 유형의 엔진에서는 입구 도관(inlet conduit)(34)에 위치한 스톨 밸브(throttle valve)(87)의 위치와 통합된다.
- [0036] 엔진(10)은 전기 기계의 밀폐 커버 상에 위치한 원통형 펌프(70)에 의해 냉각된 액체이며, 여기서 크랭크샤프트(14)에 의해 구동되는 임펠러(impeller)는 미리 조립된다. 냉각제는 전기 기계를 냉각하기 위한 스테이터(81)를 또한 보지하는 엔진의 하프 크랭크샤프트(12) 내에서 만들어진 캐비티(71) 내로 펌프(70)에 의해 보내진다. 여기에서 밸브를 수용하는 그룹(62)의 냉각 챔버(63) 및, 배기 관(33)의 외부 표면에서 냉각제를 걸어내는 패널(73)을 발견하며, 또한 온도조절장치(thermostat)(75)를 나와 라디에이터(도시되지 않음)로 들어간다.
- [0037] 본 시스템은 또한 온도조절장치가 닫혀있을 때 워밍업 단계(warm-up phase) 중에 엔진 내측에 유체를 재순환시키는 회로가 장착된다.
- [0038] 엔진(10)의 조작은 도 2에서 위치로부터 시작하여 기술되며, 여기서 엔진 피스톤(20)은 하사점에 있으며, 전달 포트 및 배기 포트는 충분히 열리는 반면 펌프 피스톤(24)은 충분히 압축 단계이고, 따라서 주 관(32) 및 전달 관(28)을 통하여 엔진 실린더(18) 내로 공기를 방출하며, 소기 단계(scavenging phase)를 수행하여 연소 잔류물을 방출한다. 회전 밸브(30)의 홈(31)은 과급 관(supercharging pipe)(29)을 개방하기 위해 제조한다.
- [0039] 도 3은 전달 포트와 배기 포트를 감소시키는, TDC로 상승하도록 스타팅 된 (started) 엔진 피스톤(20)을 도시하며, 회전식 밸브(30)는 과급 관(29) 및 펌프 피스톤(24)을 신속하게 개방하며, 반면 상승하면서 그의 최대 속도를 초과하였다.
- [0040] 도 4는 덕트의 전달 포트(28)를 밀폐하여 소기 단계를 정지시키는 엔진 피스톤(20)을 도시하며, 또한 마찬가지로 배기 관(33)을 밀폐하도록 제조하며, 회전식 밸브(30)의 홈(31)은 과급 관(29)을 충분히 개방시키며, 펌프 피스톤(24)의 상승의 마지막 단계에서 동력이 공급되며(powered), 분사기(58)를 통하여 연료 주입을 시작한다.
- [0041] 도 5는 다시 그의 TDC에 도달한 펌프 피스톤(24), 및 과급 관(29)의 포트를 정지하는 엔진 피스톤(20)으로 개방된 과급 관(29)을 도시하며, 따라서 실린더의 충전 단계를 정지시키고 소기 스트림(scavenging stream)에 대하여 분사기(58)에 의해 주입된 연료 공기 혼합을 시작한다. 엔진 피스톤(20)이 마찬가지로 과급 관(29)을 폐쇄시킨 직후에, 공기 펌프의 피스톤(24)는 그의 동작을 유보하고 그의 정지 센터를 향하여 이동하며, 공기를 관(32)에 들어가게 하기는 일방 스트립(one-way strips)(35)을 갖는 밸브 그룹으로 흡입 단계(intake phase)을 발

생시킨다. 한편, 엔진 피스톤(20)은 점화점에 도달하고, 연료 주입을 멈춘 다음, 점화 및 연소를 한다.

- [0042] 도 6은 미리 압축되고 연소 챔버에서 점화 플러그(36)에 의해 점화되는 연소 혼합물로 인하여 TDC로부터 하강하면서, (방출 전에) 과급 관(29)의 슬릿(slit)을 개방하기 시작하되, 회전식 밸브(30)의 원통형 표면에 의해 닫히는 엔진 피스톤(20)을 도시한다.
- [0043] 필요에 따라, 채널(35)은 적절한 두께 및 길이의 (도면에 도시된 바와 같은) 회전식 밸브(30) 상에 만들어지며, 이는 연소가스의 일부를 배기 관(33)에서 슬릿을 개방하기 전에 주요 관(32) 내로 유동시키며, 따라서 특정량의 배기 가스를 필요에 따라 재순화시키며 (EGR), 펌프 피스톤(24)은 그의 하사점(bottom dead center)에 도달하고 그의 흡입 단계를 완료한다.
- [0044] 도 7은 배기 관(33)의 포트를 개방하기 시작하는 엔진 피스톤(20)을 도시하며, 이를 통하여 배기 가스는 그의 존재로 인하여 유출하기 시작한다. 동시에 엔진 피스톤(20)에 대하여 90° 앞서는 펌프 피스톤(24)은 그의 압축의 초기 부분을 완료하고, 도 8에 도시된 바와 같이 하방향으로 이동하는 또 하나의 부분이 공급 상에서 펌프의 피스톤(24)으로 포트(28)를 개방시키자마자 곧 공기를 주 관(32)에 보낸 다음 전달 포트(28)를 통하여 실린더로 보내어서 이전의 연소로부터 연소 잔류물을 배출한다.
- [0045] 이것은 크랭크샤프트의 각 턴(turn)에서 반복되는 전체 사이클을 완료한다.
- [0046] 도 2 및 8에서 회전식 밸브(30)은 항상 과급 위치(supercharging position)에 있다.
- [0047] 엔진이 최대 동력을 생산하는데 필요하지 않을 경우, 밸브(30)는 도 11에 도시된 바와 같이 회전 밸브를 움직이는 축의 끝단에 적용되는 위상 변화기(76)를 사용해서 해당 회전과 반대 방향으로 약 90° 회전되어 위치할 수 있다.
- [0048] 아이들 기어(52)(도 1, 도 9 및 도 10의 실시 형태의 기어(46)를 대체함)가 밸브(30)에 장착되어 있고 기어, 체인 등에 의해 크랭크샤프트(14)로 구동된다. 다른 요소(53)가 밸브(30)의 원통형 부분의 단부에 차단되어 있으며, 밸브는 구체(54)에 의해 상기 다른 요소에 적절히 페이즈(phase)된다. 기어(53)와 상기 요소(53) 사이의 연결은 중심부에 있는 덕트로부터 반대로 경사지면서 대칭적으로 연장되어 있는 내부 나선형 홈을 갖는 짧은 관(55)으로 이루어진다. 이 짧은 관(55)은 구체(56)에 의해 기어(52)와 상기 요소(53)에 각을 이루어 연결되며, 그 구체는 기어(52) 및 밸브(30)와 일체적으로 된 상기 요소(53)에 있는 적절한 트랙에 수용되며 또한 짧은 관(55)의 나선형 덕트 안에서 슬라이딩할 수 있다.
- [0049] 상기 짧은 관(55)은 전자 제어식 액츄에이터(미도시)에 의해 제어되는 포크(57)와 동축으로 움직일 수 있다. 짧은 관(55)이 축방향으로 변위되면, 상기 구체(56)가 기어(52) 및 다른 요소(53)를 다른 상대 위치로 보내어 타이밍을 변경한다.
- [0050] 다시 한번 개략적인 도 3 - 8을 살펴 보면, 부분 하중 조건(점선으로 표시되어 있음)하에서 회전 밸브(30)가 취하게 되는 위치와 관련하여, 먼저 완전히 과급된 관(29)을 나타내는 도 4에서, 이 관은 폐쇄되어 있으며, 전(full) 출력에서 배기 가스를 재순화시키기 위해 밸브의 표면에 채널(35)을 형성할 수 있음을 보여주는 도 6 및 7에서 이 선택안은 필요하다면 여전히 이용가능하며, 그래서 감소 가스 모드에 적절한 부분과의 연속성이 생길 수 있으며, 이미 상당량의 배기 가스가 들어 있는 배기관에 있는 밸브(51)를 죄어 출력을 줄일 수 있음을 생각하면, 이는 필요하다면 전 출력하에서 얻어지는 것 보다 확실히 작을 것이다.
- [0051] 요컨대, 이 장치로 엔진 부하에 따라 배기 가스를 단락시키는 채널(35)을 별도로 보정할 수 있다고 말할 수 있다.
- [0052] 상기 회전 밸브(30)는 그의 많은 기능 중에서, 도 5에서 보는 바와 같이 엔진 시동시에 저항 토크를 줄이기 위한 감압을 또한 포함한다. 공기 펌프의 효율은 시동 속도에서 감소되며 그래서 이송관을 통과하는 공기를 압축시킬 수 없는 것으로 생각된다. 회전 밸브(30)가 과급 위치에 있는 상태에서 엔진 피스톤(20)은 배기관(33)이 폐쇄되기 전에 하지만 이송관(29)의 포트가 폐쇄된 후에 압축 단계를 시작하게 되며, 그래서 압축이 지연될 것인데, 그러면 이중의 이점이 얻어진다. 크랭크의 반경으로 주어지는 레버 아암이 최대이면(도 5의 위치에 있는 바와 같이) 실린더 내의 압력은 낮아지고 그래서 저항이 작아진다. 그리고, 엔진 피스톤(20)이 TDC에 접근할 때 압력이 증가되며, TDC에서 상기 레버 아암은 감소되고 그 결과 토크 저항은 매우 작게 될 것이다.
- [0053] 시동시에 저항 토크를 줄이면, 빈번한 엔진 재시동, 예컨대 시동-멈춤 시스템을 필요로 하는 경우에 특히 유리하다.

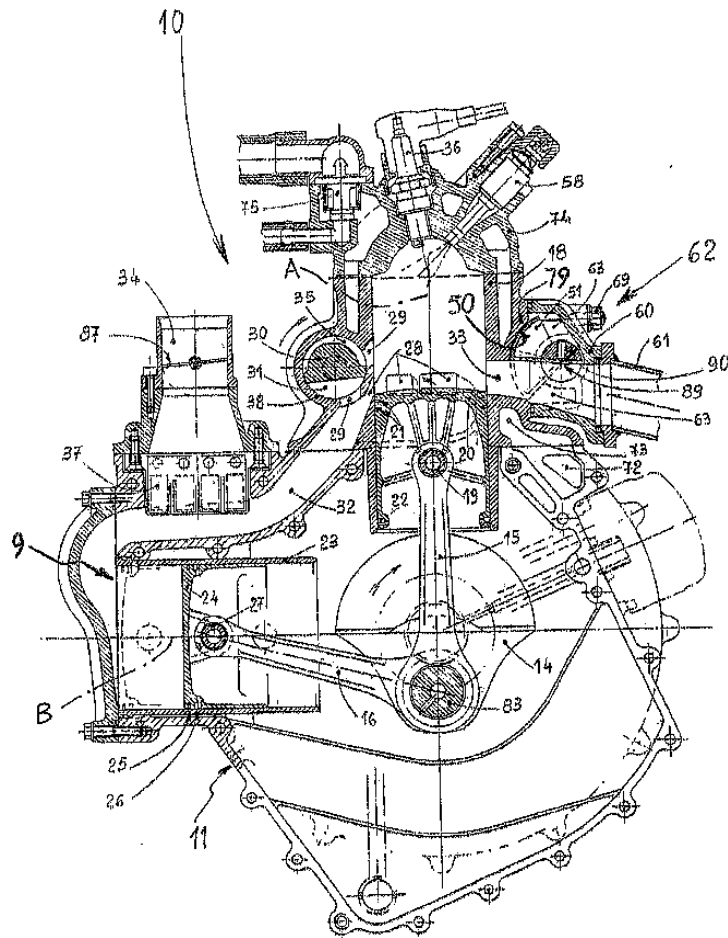
- [0054] 도 12 는 본 발명의 제 2 실시 형태를 나타내는데, 이 실시 형태는 전체가 번호 "100" 으로 표시되어 있는 3-실린더 엔진으로 이루어지며, 이러한 엔진은 자동차 분야에서의 트랙션(traction)에 특히 적합하다.
- [0055] 도 12 를 설명함에 있어서 편의상 단일 실린더 엔진과 관련하여 이미 설명한 동일한 기능을 수행하는 요소는 동일한 참조 번호로 나타나 있다.
- [0056] 공기를 엔진(100) 안으로 이송하기 위해서는, 단일 실린더에서와 같은 피스톤 펌프 대신에 엔진의 특성에 맞는 연속 전달 펌프를 사용하는 것이 바람직한데, 왜냐하면 재화 용량(cubic capacity)이 분할되면 이 방안은 비용과 크기 면에서 더 이상 유리하지 않기 때문이다.
- [0057] 부분 부하에서 공기 유동을 줄이기 위해, 엔진 펌프 트랜스미션이 연속적인 속도 변환기 또는 고정비 트랜스미션 및 전자적으로 작동되며 펌프 흡입구에 있는 공기 셔터(스로틀 버터플라이 밸브의 기능을 대신함)를 갖는 단순화된 방안과 함께 사용될 수 있다. 이 장치는 주로 부분 부하를 처리하는 일을 맡는 배기 포트의 감소와 함께 제어되어야 한다.
- [0058] 공기 펌프(미도시)는 전달 포트(28) 안으로 분기되어 있는 챔버(82)와 연통하는 흡입 포트(66)로부터 엔진에 대한 공급을 하는데, 그러나 엔진(100)은 단일 실린더 버전에 대해 이미 설명한 것과 동일한 방식으로 계속 작동한다.
- [0059] 도 12 는 전달 포트(28)의 높이에서 회전 밸브(30)의 축선과 배기관(33)의 스로틀 밸브(51)의 축선(90)을 통한 단면도를 나타낸다. 단일 실린더 버전과는 달리, 이 3-실린더 버전에서는, 과급된 부분적인 가스 작동이 요구되므로, 회전 밸브(30)는, 이 장치가 처리할 수 있고 또한 단일 실린더 버전에서 이미 설명된 모든 기능을 수행하도록 형성되어 있다. 요컨대, 회전 밸브(30)는 각각의 과급 관(29)을 제어하기 위한 홈(31) 및 밸브(30)를 균형잡기 위한 홈(77) 및 다양한 엔진 작동 조건하에서 연소 가스 재순환의 양을 처리하기 위한 차별화된 부분을 갖는 채널(35)을 갖는다.
- [0060] 단일 실린더에 대해 이미 설명한 바와 같이 엔진(100)이 과급 모드에 있는 경우에도, 즉 도 4 에서 보는 바와 같이 엔진 피스톤(20)이 상승하는 동안에 전달 포트(28)가 이제 폐쇄되어 있을 때, 홈(31)은 과급을 위해 관(29)을 개방상태로 유지하는데, 이는 단일 실린더 버전에 대해 설명한 바와 같이, 대안적인 높은 옥탄가의 연료를 사용할 때 충전을 증가시키고 또한 시동 중에 압축을 지연시켜 이 작용에 소비되는 일을 줄이는데 유용할 수 있다.
- [0061] 이 다중 실린더 버전의 경우에 위해 공기를 공급하기 위한 다른 방법은 도 4a 에 나타나 있는 것일 수 있다. 여기서는 두개의 공기 공급 라인에 있는데, 즉 챔버(82)를 통해 전달 포트(28)에 공기를 공급하는 주 저압 관(66) 및 스크류(68)에 의해 실린더(18)에 부착되는 집결기(67)에 형성되어 있으며 고압에서 공급을 받는 다른 분기 또는 별도의 관(84)이 있으며, 이 관은 관(29)과 연통한다. 전술한 홈(31)을 갖는 상기 회전 밸브(30)는 관(29)에 제공되어, 폐쇄된 배기 실린더(18)에 대한 공급을 과급 관(29)을 통해 계속한다. 이 시스템은 저압 공급의 경우에 저 출력 내지 평균 출력하에서 우수한 성능과 관련된 더 높은 비 출력을 얻기 위한 것이다.
- [0062] 또한, 타이밍 변화기(76)를 밸브(30)의 단부에 배치할 수 있는데, 도 11 과 관련하여 설명한 바와 유사하게 그 타이밍 변화기로부터의 운동이 기어(52)에 전달된다.
- [0063] 이 엔진에서도, 단일 실린더 버전과 관련하여 이미 설명한 바와 동일하게 또한 그와 동일한 이점을 가지면서 출력은 주로 배기관(33)을 죄어 감소된다. 배기 매니폴드 그룹(62)에서, 원통형부 밸브(51)(도 12 에는 미도시)가 실린더 블록(80)에 있는 시트(seat; 50)와 대향하여 작동하고, 단부에 있는 시일(93) 및 지지 베어링(94, 95)으로 상기 적절히 형성된 스핀들(90)에 부착된다. 밸브 유닛은 냉각 액체에 둘러싸여 있는 집결기(60)에 장착되며, 이는 실린더에 장착된 후에 배기관(33)을 배기계(미도시)에 연결한다. 스핀들(90)의 양 단부에는 위치 센서(64) 및 스로틀 밸브(51)의 위치를 변경하기 위한 2-방 전기 모터(65)가 있다.
- [0064] 본 발명에 따라 구성되는 상기 엔진(10, 100)의 특성을 살펴 볼 때, 제공되는 이점들은 명백하다.
- [0065] 먼저, 다기능 밸브(30)로, 과급을 용이하고 효율적으로 관리할 수 있고 또한 실린더를 감압하여 시동시에 저항 토크를 줄일 수 있다. 바람직하게는, 상기 다기능 밸브는 또한 배기 가스의 재순환을 처리할 수 있다.
- [0066] 본 발명에 따라 구성되는 이들 엔진에 의해 제공되는 추가적인 이점들은 다음과 같다.
- [0067] - 소기 유동(scavenging flow)의 반대 방향으로 향하여 헤드에 장착되는 분사기로 실린더 안으로 연료를 직접 분사하고 또한 공기 소기가 일어나므로, 배출시 새 혼합물의 손실이 없게 된다;



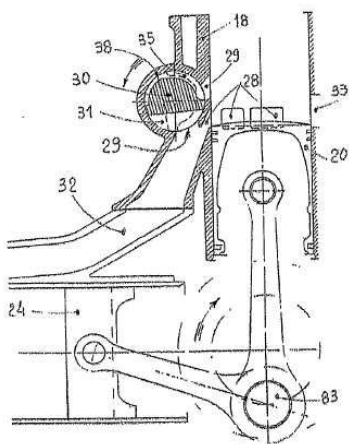
- [0068] - 종래의 2-행정 엔진에서보다 더욱더 효과적인 소기가 일어난다;
- [0069] - 재순환될 정확한 양의 배기 가스를 투여할 수 있다;
- [0070] - 윤활유 누설이 없어, 오염 물질의 배출이 감소되고, 탄소 집적물이 감소되어 유지 보수 작업이 줄어드는 이점이 얻어진다;
- [0071] - 압축비를 증가시켜, 사이클을 위한 더 높은 평균 압력을 얻을 수 있는데, 이는 실린더 내 가솔린의 증발 및 탄소화합 공기의 결과적인 냉각으로 가능하게 되며, 작은 연소실 덕분에 상기 이점은 부분 출력하에서도 계속된다;
- [0072] - 대안적인 연료도 사용할 수 있다.
- [0073] 상기 이점들은 4-행정 엔진과 비교하여 2-행정 엔진에 전형적인 이점들과 함께 나타난다.
- [0074] - 중량이 더 적고 또한 전체적인 치수도 더 작다;
- [0075] - 스로틀링되는 가스로 비 소비량(specific consumption)이 더 적어진다;
- [0076] - 가용 사이클이 동일 시간 간격 중에 4-행정 엔진으로 수행되는 것의 2배이므로 더 큰 토크 균일성이 얻어진다;
- [0077] - 동일한 토크로 사이클의 평균 유효 압력이 4-행정의 절반이므로 연결 로드 에 대한 기계적 응력이 감소된다;
- [0078] - 밸브가 없기 때문에 고효율 연소실을 사용할 수 있다;
- [0079] - 복잡성이 줄어들고 그래서 유지 보수가 더 용이하게 된다.
- [0080] 마지막으로, 전술한 엔진(10, 100)은 청구 범위 내에서 수정 또는 변경될 수 있음이 분명하다.

도면

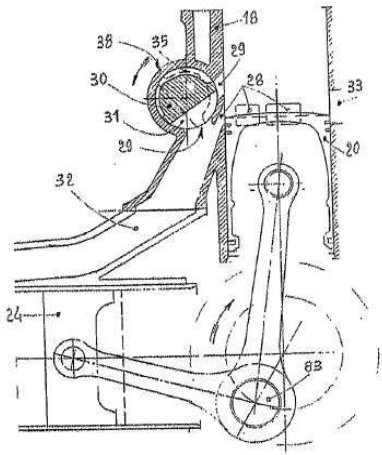
도면1



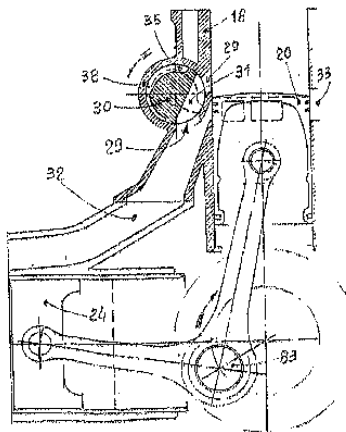
도면2



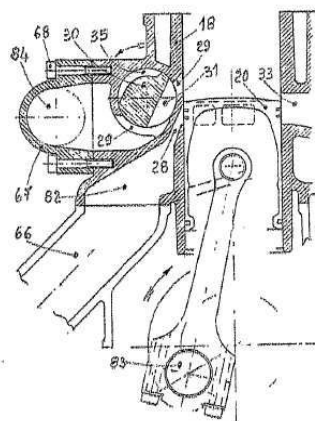
도면3



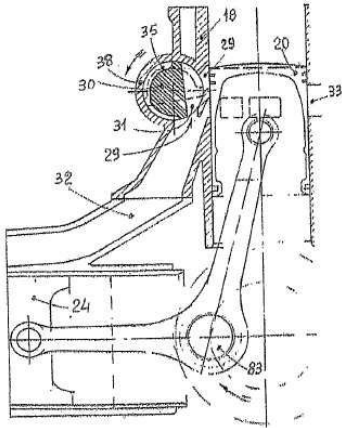
도면4



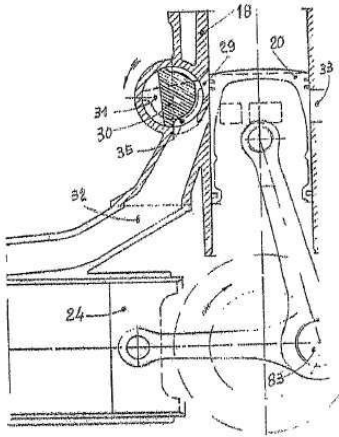
도면4a



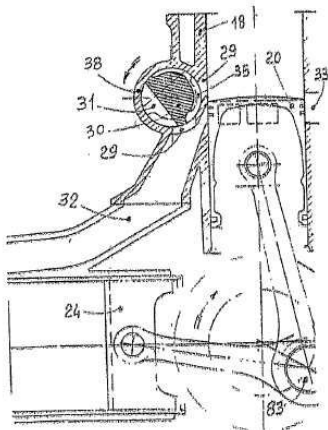
도면5



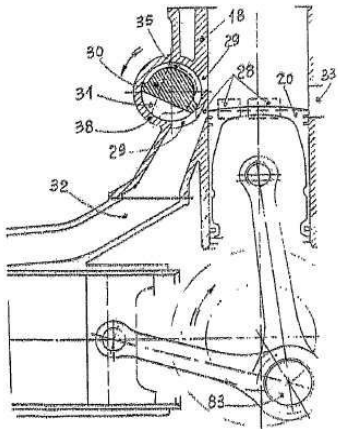
도면6



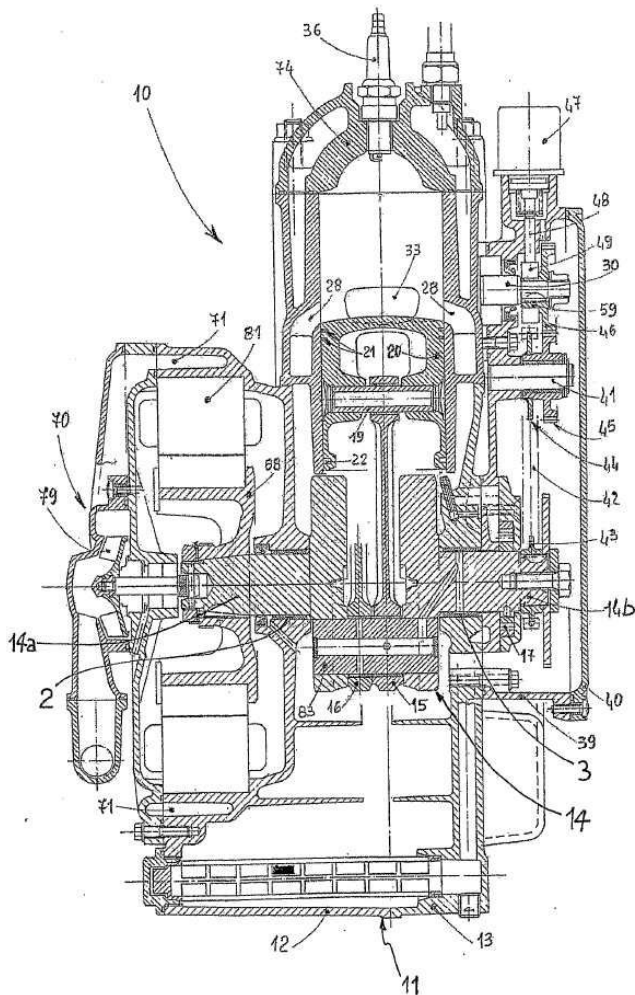
도면7



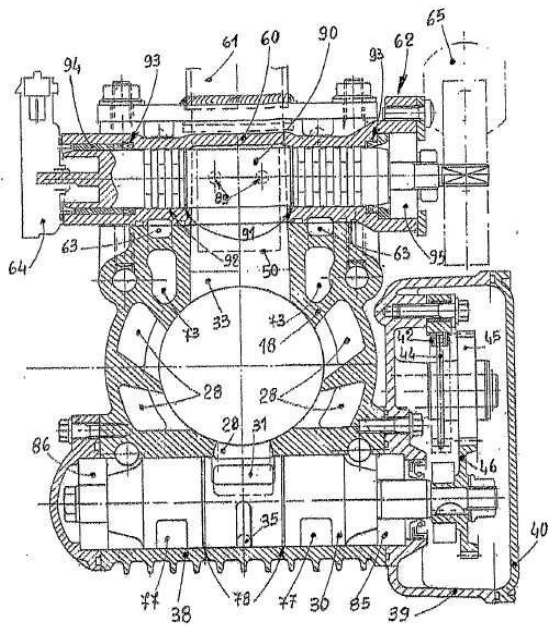
도면8



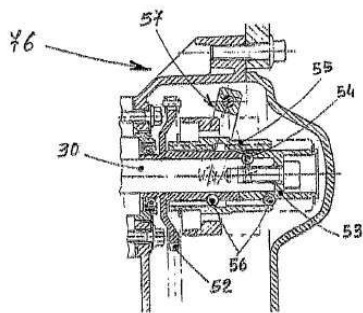
도면9



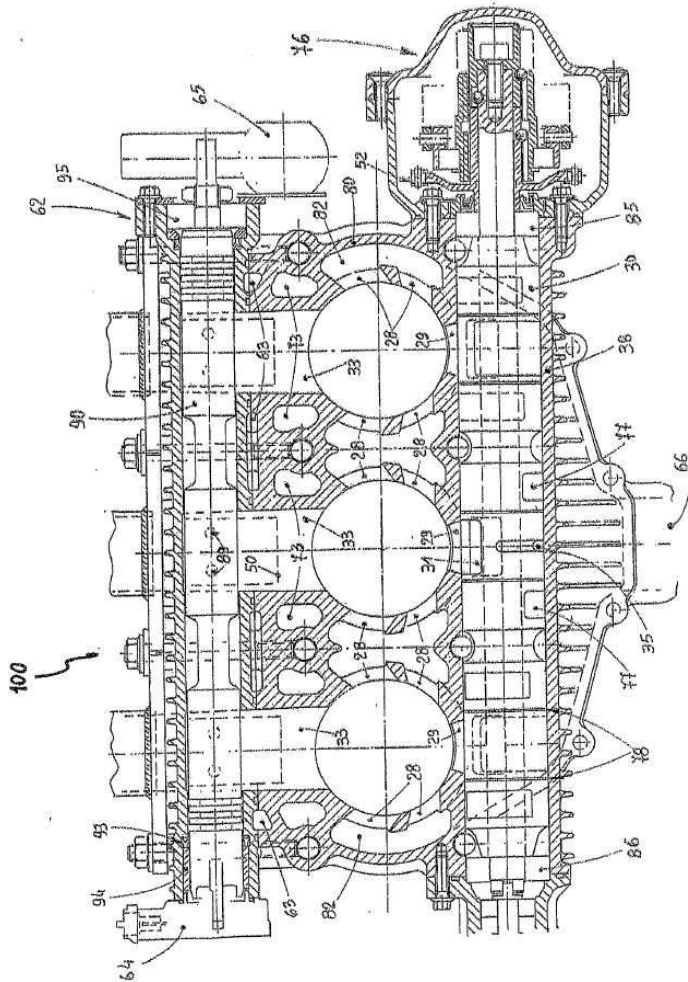
도면10



도면11



도면12



【심사관 직권보정사항】

【직권보정 1】

【보정항목】 청구범위

【보정세부항목】 청구항 11

【변경전】

2-행정 실린더

【변경후】

2-행정 엔진